

동력 분기/순환 구조를 갖는 회전기계의 정성적 성능해석

(Performance Prediction of Rotating Machinery

Having Power Split/Circulated Transmission)

조 한상, 이 동준, 이 장무(서울대학교), 박 영일(서울산업대학교), 임 원식(기아자동차)

Han Sang Jo, Dong Jun Lee, Jang Moo Lee(Seoul National University)

Yeong Il Park(Seoul National Polytechnic University), Won Sik Lim(KIA Motors)

ABSTRACT

A performance prediction method is presented in this paper for design of a rotating machinery having power split/circulated transmission with slip elements and planetary gears. And internal power flow patterns of such systems are theoretically analyzed by using mathematical modeling. To estimate usefulness of the designed machinery, geometrical approach has been adopted through the performance locus diagram which represents overall characteristics of the system. This gives us complete prediction of the qualitative performance and effects of design factors such as system layout, types and gear ratios of planetary gears and design parameters of slip elements. The results for one of them are compared with experimental ones using dynamometer for verification.

1. INTRODUCTION

유체커플링, 토크 컨버터와 같은 슬립요소가 직렬로 연결된 회전기계 동역 전달계의 속도비, 토크비 그리고 전달효율 등의 정성적인 성능은 슬립요소의 성능에 비례하므로, 이러한 시스템의 성능향상을 슬립요소의 성능향상을 통해서만 가능하다. 따라서 구조변화를 통해 시스템 성능을 향상시키기 위해, 단일 슬립요소를 갖는 동력 전달계 내의 동력흐름을 분기시켜거나 순환시키는 구조가 제시된 바 있다. Peter Bloch와 Raymond C. Schneider^[1]는 Simple planetary gear(SPG)와 3-element 토크 컨버터로 구성되는 다양한 동력분기/순환구조 시스템에 대해 해석을 수행하여, 시스템의 장단점을 고찰하였으며, Wacławek^[2]은 이러한 연구를 발전시켜 유성기어의 연결구조에 의한 성능변화 외에도 토크 컨버터 내부 구조변화에 의한 시스템 성능 민감도를 고찰하였다.

일반적으로 동력분기/순환구조에서는 시스템 구조의 형상, 유성기어의 종류 및 유성기어비 등의 변화에 의해 내부 동력흐름 방향 및 크기가 다양하게 변화하므로, 시스템 성능과 슬립요소 성능과의 관계를 명확히 밝히기가 어렵다. 따라서 이러한 구조의 초기설계 및 운전자와의 요구에 따른 동력전달 모드의 변경에 대한 설계시에는 다양한 구조의 시스템 성능들을 쉽게 파악할 수 있는 성능 평가방법을 필요로 한다. 본 연구에서는 단일 슬립요소를 갖는 다양한 동력분기/순환구조 동력 전달계의 시스템 속도비, 토크비 그리고 전달효율 등의 정성적 출력성능에 대해 이론적인 해석을 수행하고, 시스템 성능과 슬립요소 성능과의 관계를 명확히 파악할 수 있는 해석방법을 제시한다. 또한 동력분기 또는 순환현상에 대한 설계요인들의 영향도를 몇 가지 구조를 예로 들어 체계적으로 고찰하고, 동력전달 형태변화에 의한 성능 변화를 이론적으로 해석한다. 한편 이러한 구조중 하나에 대해 Dynamometer 실험장치를 구성하고, 실험결과를 이론과 비교함으로써 성능 평가방법의 타당성을 검증하였다.

2. 동력 분기/순환 구조의 모델링

2.1 유성기어의 모델링

유성기어의 모델링은 유성기어의 세 회전 요소(링기어, 선기어, 캐리어) 각각의 회전 속도 관계식과 토크 관계식으로 표현되며 이들을 Fig.1에 표시하였다. 링기어, 선기어, 캐리어의 잊수를 각각 z_r , z_s , z_c 라 할 때 SPG와 DPG의 기어비는 다음과 같이 정의된다.

$$R = \frac{z_s}{z_r} = \frac{r_s}{r_r} \quad (1)$$

각 요소의 회전속도들은 같은 기준좌표계에 대한 각속도들로 Ω_r , Ω_s , Ω_c 는 각각 링기어, 선기어 그리고 캐리어의 속도를 나타내며 각 요소들의 상대속도 관계로부터 다음 속도관계식이 유도된다. 한편 각 기어들의 강성과 백래쉬를 무시한 이상적인 경우 유성기어 캐리어의 자진관성을 무시한다면 토크 관계식은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$(1 + \delta R) \Omega_c = \Omega_r + \delta R \Omega_s \quad (2)$$

$$T_s = \delta R T_r, \quad T_c = T_s + T_r \quad (3)$$

where SPG : $\delta = 1$, DPG : $\delta = -1$

세 회전요소의 회전방향이 주어진 경우에는 링기어, 선기어의 토크 방향이 동력흐름의 방향과 동일하며, 캐리어에서 SPG의 경우 두 동력이 합이, DPG의 경우 두 동력의 차가 출력 동력으로 나타난다.

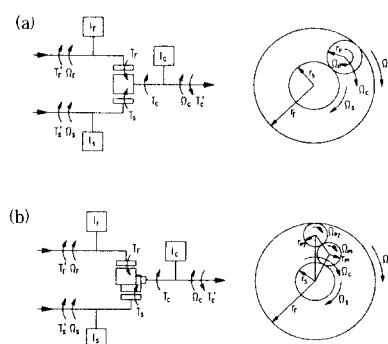


Fig.1 Schematic diagram of simple and double planetary gear set

T/M Label	Planetary Gear Type	Shaft Connection			Torque Relation	Power Flow Type
		S1	S2	S3		
SPG1	Simple	R	S	C	$T_{sh,2} = R T_{sh,1} > 0$	Split
SPG2	Simple	C	S	R	$T_{sh,2} = -R/(1+R) T_{sh,1} < 0$	CW
SPG3	Simple	R	C	S	$T_{sh,2} = -(1+R) T_{sh,1} > 0$	CCW
DPG1	Double	R	S	C	$T_{sh,2} = -R T_{sh,1} < 0$	Split
DPG2	Double	C	S	R	$T_{sh,2} = R/(1-R) T_{sh,1} > 0$	CW
DPG3	Double	R	C	S	$T_{sh,2} = -(1-R) T_{sh,1} < 0$	CW

Table.1 Characteristics of power transmission systems in Fig.2 without considering the effects of slip elements and gear ratio

2.2 동력전달계의 모델링

일반적인 동력 분기/순환 구조 동력전달계의 구조는 Fig.2에서와 같이 동력원으로부터 전달되는 동력이 슬립요소를 갖는 임의의 회전축의 동력 전달 구조를 거쳐 SPG, DPG와 같은 유성기어를 통해 출력되는 시스템이 된다.

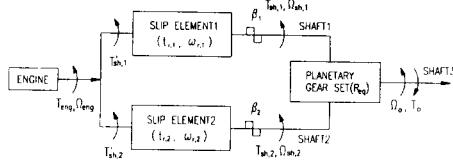


Fig.2 Schematic diagram of the power transmission which has arbitrary two slip elements

이때 $t_{r,j}$, $\omega_{r,j}$, η_j 등은 j 번째 슬립 요소의 토크 전달비, 회전 속도비 및 전달 효율 등을 나타내며, R 은 R_{sys} , R_{dmg} 와 같은 유성기어비를 나타낸다. 또한 β_j 는 j 번째 회전축의 기어비를 나타내며, 시스템 속도비, 토크비, 전달효율 등을 다음과 같이 정의된다.

$$\omega_{r,sys} \equiv \frac{\Omega_o}{\Omega_{eng}}, t_{r,sys} \equiv \frac{T_o}{T_{eng}},$$

$$\eta_{sys} \equiv t_{r,sys} \omega_{r,sys} = \frac{T_o \Omega_o}{T_{eng} \Omega_{eng}} \quad (4)$$

유성기어 부위의 1, 2축들의 토크를 각각 $T_{sh,1}$, $T_{sh,2}$ 라 할 때, 유성기어의 동적 거동은 다음과 같이 정의되는 등가 유성기어비로 간단히 표현될 수 있다.

$$R_{eq} = \frac{T_{sh,2}}{T_{sh,1}} \quad (5)$$

유성기어와의 연결 형태에 따라 몇가지 대표적인 System으로 분류할 수 있으며, 이들 각각의 등가 유성기어비에 따른 특성을 계산하면 Table.1과 같다.

Table.1의 결과로부터 SPG, DPG 두 종류의 유성기어는 모두 동력 분기 및 순환구조를 가질 수 있으며, SPG에서는 동력흐름의 모든 경우가 가능하나 DPG에서는 $T_{sh,2} > 0$ 인 경우가 존재하지 않음을 알 수 있다. 또한 Fig.2의 시스템 내부의 두 축에 전달되는 동력의 순환방향은 R_{eq} 가 양의 값을 가지면 동력분기 시스템이 되며, 음의 값을 가질 경우 그 절대값이 1보다 크면 반시계 방향으로 동력이 순환하며, 1보다 작을 경우 시계 방향으로 동력이 순환됨을 알 수 있다. 따라서 슬립요소와 기어비의 영향을 무시한 경우 시스템 각 부위의 토크비, 동력전달비, 동력 순환 방향 등의 동적 거동은 식(5)로 정의되는 등가 유성기어비로 간단히 표현될 수 있다.

$$\frac{P_{sh,1}}{P_{eng}} = \frac{1}{1+R_{eq}}, \quad \frac{P_{sh,2}}{P_{eng}} = \frac{R_{eq}}{1+R_{eq}} \quad (6)$$

한편 슬립요소와 기어비가 존재하는 구조를 고려할 때 기어비의 영향은 슬

립요소의 성능에 포함시켜 표현할 수 있으므로, 기어비를 포함하는 각 등가 슬립요소의 속도비와 토크비를 각각 $\omega_{r,j}$, $t_{r,j}$ 라 표시하고 두 등가 슬립요소의 속도비 및 토크비의 관계를 다음의 변수로 정의한다.

$$\begin{aligned} t_{r,eq} &\equiv \frac{t_{r,2}}{t_{r,1}}, \quad \omega_{r,eq} \equiv \frac{\omega_{r,2}}{\omega_{r,1}}, \\ \omega_{r,j} &\equiv \beta_j \omega_{r,j}, \quad t_{r,j} \equiv \frac{t_{r,j}}{\beta_j} \end{aligned} \quad (7)$$

이때 시스템 속도비, 시스템 토크비 및 시스템 전달 효율은 다음과 같다.

$$\omega_{r,sys} = \frac{\Omega_o}{\Omega_{eng}} = \frac{\omega_{r,1} + R_{eq} \omega_{r,2}}{1 + R_{eq}} \quad (8)$$

$$t_{r,sys} = \frac{T_o}{T_{eng}} = \frac{1 + R_{eq}}{(1/t_{r,1}) + R_{eq}(1/t_{r,2})} \quad (9)$$

$$\eta_{sys} = t_{r,sys} \omega_{r,sys} = \frac{t_{r,eq} \eta_1 + R_{eq} \eta_2}{t_{r,eq} + R_{eq}} \quad (10)$$

유성기어에서의 동력 분배점에서는 등가 유성기어비에 의해 전달되는 토크의 비가 일정하나, 동력원으로부터 전달되는 동력이 분배되는 점에서는 두 축의 회전 속도의 비가 일정하게 유지된다. 이러한 두 분배점에서 동력 분배 비는 서로 다른데, 이는 동력원으로 전달된 동력이 각 축을 통해 전달되는 과정에서 슬립요소에 의해 손실되는 양이 존재하기 때문이다. 먼저 유성기어에서의 동력 분배비는 다음의 식으로부터 결정된다.

$$P_{ratio} = \frac{P_{sh,2}}{P_{sh,1}} = \left(\frac{T_{sh,2}}{T_{sh,1}} \right) \left(\frac{\Omega_{sh,2}}{\Omega_{sh,1}} \right) = R_{eq} \omega_{r,eq} \quad (11)$$

윗식에 의해 유성기어 부위에서의 동력 분배비는 상수의 등가 유효 유성기어비와 등가 슬립요소들의 속도비에 관계함을 알 수 있다. 그러나 각 축에서의 동력 흐름방향은 식(11)에 의해 결정되지 않으며, 동력원으로부터 전달되는 동력이 분배되는 부위에서의 역학관계에 의해 결정된다. 즉 동력원으로부터 두 슬립 요소에 가해지는 토크들을 각각 $T_{sh,1}$, $T_{sh,2}$ 라 할 때 이들의 값은 다음과 같이 정리될 수 있고

$$\frac{T_{sh,1}}{T_{eng}} = \frac{t_{r,2}}{R_{eq} t_{r,1} + t_{r,2}}, \quad \frac{T_{sh,2}}{T_{eng}} = \frac{R_{eq} t_{r,1}}{R_{eq} t_{r,1} + t_{r,2}} \quad (12)$$

동력 분배점에서의 세 회전축의 회전속도는 동일하므로 각 축으로 전달되는 동력량의 비는 윗식으로부터 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$\frac{P_{sh,1}}{P_{eng}} = \frac{T_{sh,1}}{T_{eng}} = \frac{t_{r,eq}}{R_{eq} + t_{r,eq}},$$

$$\frac{P_{sh,2}}{P_{eng}} = \frac{T_{sh,2}}{T_{eng}} = \frac{R_{eq}}{R_{eq} + t_{r,eq}} \quad (13)$$

윗식에 의해 시스템의 각 축에 전달되는 동력의 비 및 그 흐름방향은 등가 유성기어비와 등가 슬립 요소의 토크비들에 의해 결정됨을 알 수 있다. 윗식을 이용하여 입력 동력의 동력분배점에서의 동력 전달비를 나타내면 다음과 같다.

$$P_{ratio} \equiv \frac{P_{sh,2}}{P_{sh,1}} = \frac{R_{eq}}{t_{r,eq}} \quad (14)$$

식(8)~(14)의 결과들은 아래와 같이 하나의 성능 곡선으로 간단히 표현될 수 있는데, 이것은 Fig.2의 일반적인 구조에서 두 슬립요소를 같은 성능을 갖는 토크 컨버터로 생각하여 Table.1의 여섯 종류의 구조 중에서 SPGI 을 예로 들어 개략적으로 도시한 것이다. 여기서 등가 유성기어비는 0.3일때이며 기어비는 각각 $\beta_1 = 1.25$, $\beta_2 = 0.8$ 로 가정하였다.

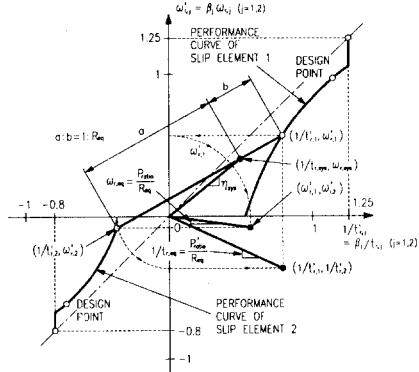


Fig.3 Performance locus diagram
of a general power split/circulated transmission

시스템 작동점은 식(8), (9)등에 의해 두 슬립 요소 작동점들의 등가 유성기어비 R_{eq} 에 대한 내분점 ($R_{eq} > 0$ 인 경우) 및 외분점 ($R_{eq} < 0$ 인 경우)으로 결정된다. 이전에는 시스템 내부에서 시스템 외부로 동력이 출력되는 경우라 할 수 있다. 이와 비교하여 전달효율이 음의 값을 갖는 영역은 부하 토크가 시스템의 운동을 둘는 방향으로 작동하는 경우라 할 수 있다. 슬립요소가 없는 동력 전달계에서는 이러한 상태가 불가능하나, 슬립요소를 포함하는 시스템에서는 슬립에 의한 동력 순실량이 존재하기 때문에 가능하다. 시스템이 정지한 상태에서의 작동점은 Fig.4의 P_2 점으로서 두 슬립요소에 해당하는 각각의 작동점은 스틀상태가 아님을 알 수 있으며, 시스템의 토크비는 두 슬립요소들의 토크비보다 언제나 크나 시스템 속도비는 두 슬립요소들의 속도비보다 언제나 작음을 알 수 있다. 이러한 시스템 토크비의 증가는 기동성을 높이는 효과를 가지나, 시스템 속도비의 영역이 축소되는 단점을 가짐을 알 수 있다. 또한 작동점들의 연결선이 1,3,4사분면을 통과하므로 시스템 효율은 두 슬립요소들의 효율들보다 작음을 알 수 있다.

한편 두 슬립 요소의 등가 속도비인 $w_{r,eq}$ 는 등가 유성기어비와 함께 유성기어 부위에서의 동력 분배비 P_{ratio} 를 나타내며 두 슬립 요소의 등가 토크의 역수인 $1/t_{r,eq}$ 는 등가 유성기어비와 함께 입력동력 분배점에서의 동력 분배비 P_{ratio} 를 나타낸다. 기어비 β_i 의 변화에 의한 시스템 성능 변화는 Fig.3에서와 같이 기어비의 영향을 포함하는 등가 슬립요소 성능곡선의 확대/축소의 영향으로 고려될 수 있다. β_2 를 일정하게 유지한 상태에서 β_1 를 더욱 크게 한다면, 시스템의 작동점은 오른쪽 위로 움직일 것이며 따라서 시스템의 토크비는 감소하게 되며 속도비는 증가하게 될 것이다.

Fig.4의 성능곡선에서는 두 슬립 요소의 작동점이 결정될 수 있는데, 이러한 작동점은 동력원 및 슬립 요소의 용량계수의 매칭으로 결정된다. 먼저 동력원, 슬립요소 및 시스템의 등가 용량계수를 다음과 같이 정의한다.

$$C_{eng} \equiv \frac{T_{eng}}{\Omega_{eng}^2}, C_{k,1} \equiv \frac{T_{sh,1}}{\Omega_{eng}^2}, C_{k,2} \equiv \frac{T_{sh,2}}{\Omega_{eng}^2} \quad (15)$$

이제 엔진과 시스템의 용량 매칭에 의한 시스템의 작동점은 다음의 두 식으로 결정된다.

$$C_{eng} = C_{ss} = C_{k,1} + C_{k,2},$$

$$\frac{C_{k,2}}{C_{k,1}} = R_{eq} \left(\frac{t_{r,1}}{t_{r,2}} \right) = \frac{R_{eq}}{t_{r,eq}} \quad (16)$$

이때 두 슬립 요소 각각의 작동점은 윗식에 의해 다음과 같이 정리된다.

$$C_{k,1} = \frac{t_{r,eq}}{t_{r,eq} + R_{eq}} C_{eng}, C_{k,2} = \frac{R_{eq}}{t_{r,eq} + R_{eq}} C_{eng} \quad (17)$$

Fig.4는 식(16)의 성능 매칭식에 의해 결정된 두 슬립요소의 작동점을 중심으로 시스템의 작동점의 변화양상을 나타낸 것이다.

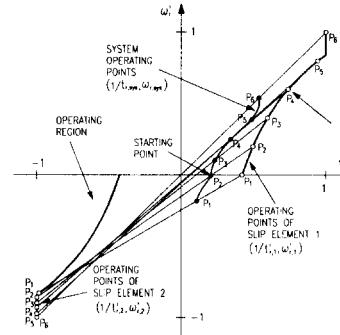


Fig.4 System operating points on performance locus diagram

해칭된 영역은 시스템의 전달 효율이 양의 값을 갖는 경우를 나타내며 회전시의 부하 토크가 시스템의 운동을 방해하는 방향으로 작동하는 경우이다. 이전 경우에는 시스템 내부에서 시스템 외부로 동력이 출력되는 경우라 할 수 있다. 이와 비교하여 전달효율이 음의 값을 갖는 영역은 부하 토크가 시스템의 운동을 둘는 방향으로 작동하는 경우라 할 수 있다. 슬립요소가 없는 동력 전달계에서는 이러한 상태가 불가능하나, 슬립요소를 포함하는 시스템에서는 슬립에 의한 동력 순실량이 존재하기 때문에 가능하다. 시스템이 정지한 상태에서의 작동점은 Fig.4의 P_2 점으로서 두 슬립요소에 해당하는 각각의 작동점은 스틀상태가 아님을 알 수 있으며, 시스템의 토크비는 두 슬립요소들의 토크비보다 언제나 크나 시스템 속도비는 두 슬립요소들의 속도비보다 언제나 작음을 알 수 있다. 이러한 시스템 토크비의 증가는 기동성을 높이는 효과를 가지나, 시스템 속도비의 영역이 축소되는 단점을 가짐을 알 수 있다. 또한 작동점들의 연결선이 1,3,4사분면을 통과하므로 시스템 효율은 두 슬립요소들의 효율들보다 작음을 알 수 있다.

3. 단일 슬립요소를 포함하는 시스템의 정상상태 성능해석 및 결과고찰

본절에서는 하나의 슬립요소를 가지는 동력분기/순환 시스템의 정상상태 성능해석을 수행한다. Table.2는 Table.1의 기본적인 6가지 구조를 바탕으로 하여 수정된 시스템 구성 및 동력순환 방향을 나타낸다. 슬립요소와 직결된 기어비 β_i 는 식(7)에서와 같이 슬립요소의 성능과 조합되어 등가의 슬립요소의 성능으로 나타나며, 슬립요소가 없는 축의 기어비 β_i 의 영향은 속도비 β_i , 토크비 $1/\beta_i$, 단품 효율 1인 가상의 등가 슬립요소의 성능으로 고려될 수 있다. 이때 이러한 가상의 등가 슬립요소의 성능곡선은 Fig.3 및 Fig.4의 정성적 성능 좌표계에서 (β_1, β_2) 의 한 점으로 표시된다. Table.2의 동력전달형태를 Table.1의 것과 비교할 때 기어비 β_2 를 -1로 변화시킨 DPG1, DPG2의 성능들만이 서로 바뀐 것을 알 수 있는데, 이는 동력전달 형태에 대한 슬립요소의 성능의 영향도보다 기어비의 부호가 주요한 인자라는 것을 의미한다. Table.2의 각 경우에 대하여 정상상태 성능해석을 한 결과가 Fig.5 (a)~(f)에 나타나 있다. 각각의 결과는 시스템의 성능들을, 슬립요소의 성능을 기준으로 표시한 것으로서 슬립요소의 속도비 및 토크비가 양의 값을 갖는 영역에서의 성능들만을 도시하였다.

	System	Slip element	β_1	β_2	Power flow type
Case 1	SPG1	Shaft1	1	1	Split
Case 2	SPG2	Shaft1	1	1	CW
Case 3	SPG3	Shaft2	1	1	CCW
Case 4	DPG1	Shaft1	1	-1	Split
Case 5	DPG2	Shaft1	1	-1	CW
Case 6	DPG3	Shaft1	1	1	CW

Table.2 Power split/circulation of systems which have single slip element

Fig.5 (a)에서 슬립요소의 속도비가 0인 상태에서 시스템의 속도비는 양의 값을 가짐을 알 수 있고, 시스템의 전체 작동영역에서 슬립요소의 속도비는 시스템의 속도비보다 작으며, 토크비는 그와 반대의 양상을 가진다. 따라서 시스템 출발시 가속성능은 그다지 좋지 않음을 알 수 있다. 또한, 원점에서 시스템 작동점에 연결한 직선의 기울기로 표시되는 시스템 효율은 슬립요소 단품의 효율보다 높음을 알 수 있는데, 이는 위의 시스템이 동력분기 시스템이기 때문이다. (b)에서 시스템 속도비가 0이 되는 점에서 슬립요소의 토크비는 스트로크 토크비보다 작은 값을 가지며, 시스템이 정지시 출발할 때의 시스템 토크비는 슬립요소의 토크비보다 크다. 또한 시스템이 반대로 회전할 경우 시스템 속도비와 시스템 효율은 음의 값을 갖는데, 이 때 시스템 토크비의 증가는 슬립요소의 토크비 증가보다 크므로 부하가 클때의 정지 안정성이 좋다고 할 수 있다. 또한 이 시스템의 동력전달 형태는 Table.2에서와 같이 순환 현상을 가지며 슬립요소가 부착된 축에서의 동력 전달방향이 양의 값을 가지므로 슬립요소를 통과하는 동력은 엔진 출력동력보다 크게 되고 시스템의 효율은 슬립요소 단품 효율보다 낮게 된다.

(c)에서 시스템의 작동점은 슬립요소의 대부분의 속도비 영역에서 음의 값을 가지므로 시스템의 속도영역은 슬립요소의 속도영역보다 매우 작아진다. 또한 슬립요소에 100% 이상의 동력이 전달되므로 시스템 효율은 슬립요소 효율보다 낮아진다. (d)에서 시스템 작동점은 양의 속도비에서 출발하여 속도비가 1보다 커지는 Over-drive영역으로 확대 진행하며, 시스템의 토크비는 슬립요소 토크비보다 현저히 떨어지는 특징이 있다. (a)의 경우와 마찬가지로 이 시스템은 동력분기 시스템이므로 시스템 효율은 슬립요소 단품 효

율보다 커지게 된다. (e)에서 시스템 기동시 출발 토크비는 슬립요소의 토크비보다 매우 크고 슬립요소의 높은 효율영역을 이용하므로 초반 기동성은 좋아진다. 그러나 시스템의 속도비 영역이 좁아지는 단점이 있다. 이 시스템은 슬립요소에 100% 이상의 동력이 전달되는 동력순환의 경우이므로 시스템 효율은 슬립요소 효율보다 낮아진다. (f)는 (c)의 경우와 유사한 결과를 가지나 이보다 출발시의 기동 토크비가 크며 양의 속도비가 영역이 넓다. 또한 시스템이 반대로 회전할 경우 저항력이 더욱 크다.

4. 실험분석

이론적인 정성적 성능평가를 실험을 통하여 검증하기 위해 다음과 같은 실험장치를 구성하였다. 이때 장착된 대상 시스템은 Table.2의 (d)의 구조에서 기어비가 1의 경우로 Table.1에서 알 수 있듯이 시계방향으로 동력순환 하는 구조가 된다.

동력원으로는 DC Motor(50HP)를 사용하였으며 관성효과와 부하효과를 위해 각각 Flywheel과 Eddy Current 부하장치를 사용하였다. 측정된 데이터들은 증폭기와 필터를 거쳐 A/D 변환한 후 PC에 저장하였다. Fig.7은 실험을 통해 얻은 Performance locus diagram을 이론해석결과와 비교한 것으로서, 실험가능영역에서의 시스템상태들이 이론과 잘 부합되는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구를 통해 얻은 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 본 연구에서 제시한 동력분기/순환구조에서 동력흐름의 방향을 결정짓는 1차적 요소는 등가 유성기어비로 간단히 표현되는 유성기어의 종류와 유성기어의 동력 연결형상이며, 슬립요소의 성능은 동력흐름방향에 큰 영향을 미치지 않는다. 또한 일정한 유성기어에 대해 연결축에 부착된 기어비의 부호가 변하면 동력분기/순환상태는 서로 바뀔 수 있다.

(2) 임의의 슬립요소를 갖는 동력분기/순환구조 내의 작동점들은 슬립요소들의 성능매칭에 의해 결정된다. 이러한 구조의 동력 전달계는 하나의 등가

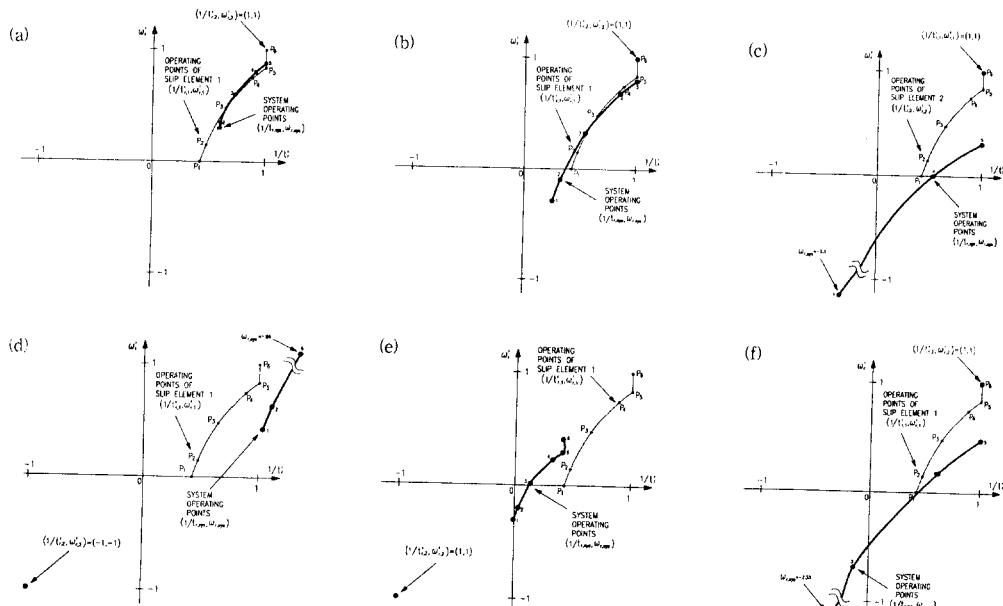


Fig.5 Performance locus diagram of a system(case 1-6)

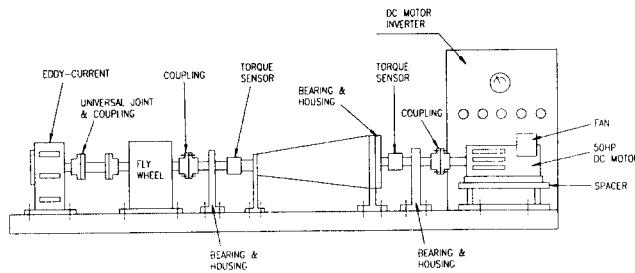


Fig.6 Layout of dynamometer for experiment

슬립요소로 생각할 수 있는데, 단일 슬립요소의 성능으로는 구현하기 어려운 성능특성을 유성기어와 슬립요소를 적절히 조합한 구조를 선정하여 그 조합구조의 전달성능으로 획득할 수 있다. 이러한 조합구조의 등가 슬립요소는 클러치 등에 의한 기어비, 유성기어 연결형상의 변화가 가능하므로 유용한 성능변화폭이 단일 슬립요소보다 넓은 장점이 있다.

(3) 본 연구에서 고찰한 몇 가지 구조에 대한 해석 결과, 저속도 영역에서는 Case 5, 중속도 영역에서는 Case 1, 고속도 영역에서는 Case 4의 구조가 적절하다고 생각된다.

(4) 시스템의 정성적 성능은 슬립요소의 성능과 유효 유성기어비에 의해 결정되는데, 본 연구에서 제시한 기하학적 성능 평가방법을 이용하면 시스템 전체의 가동을 명확히 파악할 수 있는 장점이 있으며, 동력분기/순환구조의 초기 설계단계 및 운전자의 요구에 따른 동력전달 모드의 변형에 대한 설계 시 유용하다고 할 수 있다.

참고 문헌

- [1] Peter Bloch and Raymond C. Schneider, "Hydrodynamic Split Torque Transmissions," SAE Trans. Volume 68, 1960.
- [2] M. J. Waclawek, "Altering Hydrodynamic Torque Converter Performance," SAE 730001.
- [3] 임원식, 박영일, 이장무, "토크 컨버터의 모델링을 중심으로 한 변속과 도 특성 해석", 대한기계학회 논문집 제19권, 제1호, pp. 132 ~ 141, 1995.

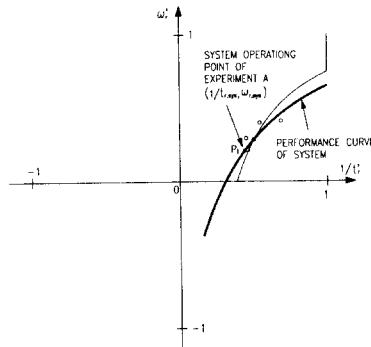


Fig.7 Comparison experiment with performance prediction

- [4] 조한상 "차량의 조향/제동에 의한 동력 전달계의 동적특성에 관한 연구", 서울대학교 공학석사 학위논문, 1992.
- [5] 임원식, "토크 컨버터의 해석/설계와 자동변속장치의 동특성에 관한 연구", 서울대학교 공학박사 학위논문, 1995.
- [6] "Design Practice : Passenger Car Automatic Transmissions", SAE, 1993, New York